

Конструкция ДВС

УДК 621.43.001.2

**Н.И. Мищенко, д-р техн. наук, В.Г. Заренбин, д-р техн. наук, Т.Н. Колесникова, инж.,
В.Л. Супрун, асп.**

ПОГРЕШНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ БЕСШАТУННОГО ДВИГАТЕЛЯ С КРИВОШИПНО-КУЛИСНЫМ МЕХАНИЗМОМ

Введение

В течение многих лет в лаборатории двигателей внутреннего сгорания (ДВС) АДИ ДонНТУ с участием авторов статьи ведутся работы по созданию бесшатунного двигателя с кривошипно-кулисным механизмом (ККМ). Уже разработано несколько экспериментальных образцов одноцилиндровых бесшатунных двигателей применительно к ручному мотоперезаборному инструменту [1]. Проведенные экспериментальные исследования показали значительные преимущества бесшатунного двигателя перед классическим ДВС по экономичности, вибрации и шуму. Эти преимущества обеспечиваются полным уравниванием сил инерции и моментов от этих сил независимо от числа и расположения цилиндров, отсутствием силы давления поршня на стенку цилиндра и лучшим протеканием термодинамического процесса.

В настоящей статье рассматриваются основные погрешности (ошибки), возникающие при изготовлении и монтаже элементов бесшатунного двигателя. В результате расчетно-теоретических исследований представляется возможным определить рациональные величины этих погрешностей, а также оптимальные конструктивные параметры на ранней стадии проектирования двигателя, что может значительно сократить затраты времени и денег.

Формулирование проблемы

В отличие от классического ДВС, у которого поршень связан с коленчатым валом посредством шатуна, в бесшатунном двигателе из-за наличия ККМ должна обеспечиваться кинематическая точность, гарантирующая требование свободного, без

заеданий, перемещения поршня в цилиндре на всех режимах работы двигателя.

Конструкция двигателя

Описание конструкции и работы бесшатунного двигателя (рис. 1), а также его элементов и систем содержится в работе [1]. Поэтому ограничимся кратким освещением основных особенностей.

В бесшатунном двигателе (рис. 2) усилие от поршня передается на силовой 1 и дополнительный 2 коленчатые валы через шток 5 и кулису 4, связанную с валами через ползуны 6. Коленчатые валы кинематически связаны между собой при помощи двух одинаковых зубчатых колес 7, жестко закрепленных на соответствующих валах. На силовом коленчатом вале расположены муфта 8 съема мощности и маховик 9. С помощью противовесов 3 обеспечивается полное уравнивание всех сил инерции и моментов от этих сил.

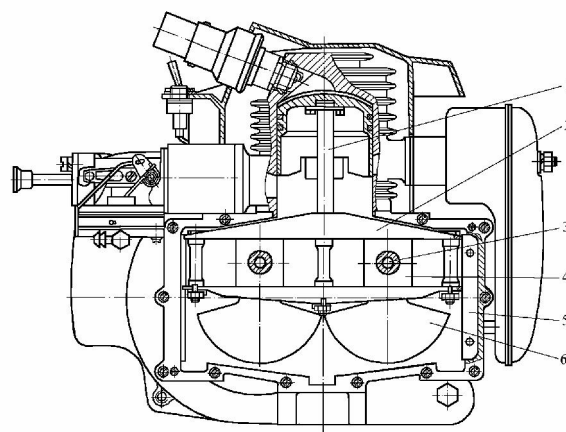


Рис. 1. Конструктивная схема бесшатунного двигателя:

1 – шток; 2 – кулиса; 3 – коленчатый вал; 4 – ползун;
5 – направляющая стойка; 6 – противовес

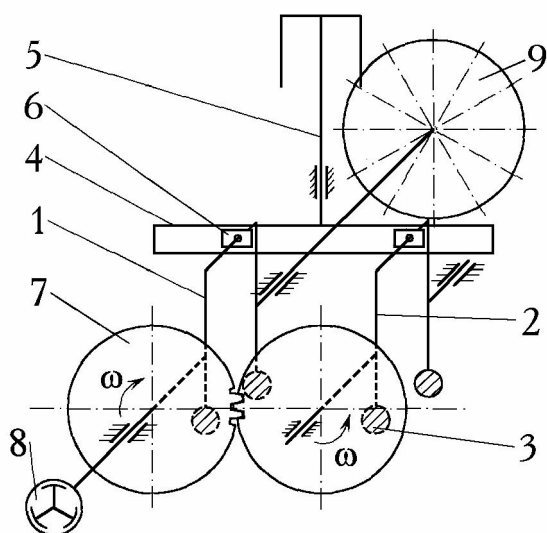


Рис. 2. Кинематическая схема бесшатунного двигателя:

ω – угловая скорость коленчатых валов

Для конструкции бесшатунного двигателя характерно следующее. Если предположить, что ККМ – идеальный (в котором отсутствуют зазоры и погрешности изготовления и монтажа рабочих звеньев), то при вращении коленчатых валов поршень будет перемещаться строго вдоль оси цилиндра (рис. 3, а). Однако в реальном кривошипно-кулисном механизме эти погрешности будут функционально действовать на угловое перемещение кулисы ψ в плоскости вращения коленчатых валов и вызывать при этом радиальное (боковое) перемещение поршня y_2 (рис. 3, б).

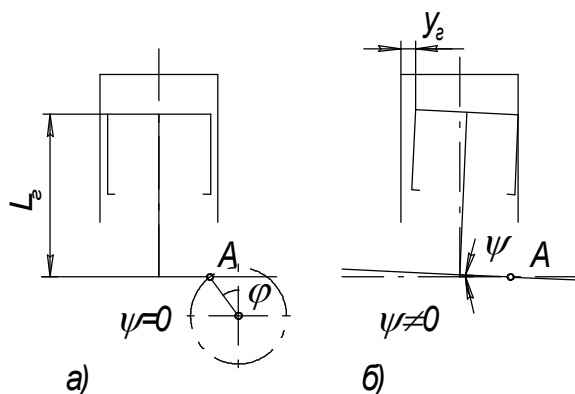


Рис. 3. Перемещение поршня для случаев, когда $\psi = 0$; $\psi \neq 0$

Решение проблемы

Для возможности исследования кинематической точности бесшатунного двигателя, определяющей в конечном итоге его работоспособность, были рассмотрены погрешности, вызванные неточностями изготовления и сборки элементов двигателя.

Радиальное смещение поршня определяется совместным действием величины углового перемещения кулисы ψ , длины штока, диаметра поршня и межосевого расстояния коленчатых валов.

Причиной угловых колебаний кулисы являются отклонения размеров элементов ККМ от номинальных и отклонения существующих поверхностей элементов от заданных геометрических форм. На угловые колебания кулисы оказывают влияние также зазоры в кинематических парах, износы деталей ККМ, деформация этих деталей и самого картера двигателя, вызванные воздействием сил и температуры. В общем случае угловые колебания кулисы носят случайный характер, поэтому в основу определения погрешностей принят принцип независимости действия первичных ошибок, впервые предложенный академиком Н. Г. Бруевичем [2].

Будем определять угловое положение кулисы относительно оси ползунной шейки одного из коленчатых валов, принятого за базовый (см. рис. 3, точка А). Тогда в зависимости от функционального действия технологические и монтажные неточности могут быть приведены к четырем погрешностям:

- 1) приведенной ошибке радиуса кривошипа ΔR ;
- 2) приведенной ошибке углового положения коленчатых валов $\Delta \varphi$;
- 3) приведенной ошибке положения ползунов в вертикальной плоскости ΔE ;
- 4) приведенной ошибке межосевого расстояния коленчатых валов ΔA .

Перечисленные ошибки представляют собой вероятные величины и определяются по соответствующим формулам:

$$\Delta R = \sqrt{(\Delta R_c)^2 + (\Delta \Pi_{ш})^2 + (\Delta B_n)^2 + (\Delta \Pi_{н})^2 + (\Delta K_n)^2 + (\Delta \Pi_k)^2}, \quad (1)$$

где ΔR_c – линейные погрешности, включающие неточность радиусов кривошипов;

$\Delta \Pi_{ш}$ – неточность размеров шеек;

ΔB_n – эксцентриситет кривошипных шеек по нормали от неточной сборки валов;

$\Delta \Pi_{н}$ – неперпендикулярность осей отверстий в щеках под кривошипные пальцы, создающая эксцентриситет коренных шеек валов по нормали;

ΔK_n – эксцентриситет коренных шеек по нормали из-за их перекоса;

$\Delta \Pi_k$ – перекося коленчатых валов от радиального биения подшипников;

$$\Delta \tilde{\varphi} = \sqrt{(\Delta \tilde{\varphi}_y)^2 + (\Delta \tilde{\varphi}_{nn})^2 + (\Delta \tilde{\varphi}_{но})^2 + (\Delta \tilde{\varphi}_e)^2 + (\Delta \tilde{\varphi}_{oc})^2 + (\Delta \tilde{\varphi}_\delta)^2 + (\Delta \tilde{\varphi}_k)^2}, \quad (2)$$

где $\Delta \tilde{\varphi}_y$ – неточность установки зубчатых колес на валах;

$\Delta \tilde{\varphi}_{nn}$ – накопленная погрешность окружного шага зубчатых колес;

$\Delta \tilde{\varphi}_{но}$ – зазор в зубчатом зацеплении;

$\Delta \tilde{\varphi}_e$ – радиальное биение зубчатых колес;

$\Delta \tilde{\varphi}_{oc}$ – осевое биение зубчатых колес;

$\Delta \tilde{\varphi}_\delta$ – эксцентриситет ползунных шеек в тангенциальном направлении;

$\Delta \tilde{\varphi}_k$ – эксцентриситет коренных шеек коленчатых валов в тангенциальном направлении вследствие неперпендикулярности осей отверстий в щеках под кривошипные пальцы;

$\Delta \tilde{\varphi}_k$ – эксцентриситет коренных шеек в тангенциальном направлении из-за их перекоса относительно шеек кривошипа;

$$\Delta E = \sqrt{(\Delta \Pi_E)^2 + (\Delta E_x)^2 + (\Delta H_x)^2}, \quad (3)$$

где $\Delta \Pi_E$ – перекося коленчатых валов в вертикальной плоскости из-за неточностей расточки отверстий под подшипники;

ΔE_x – ошибка позиционного расположения коленчатых валов в вертикальной плоскости;

ΔH_x – ошибка позиционного расположения осей отверстий в ползунах в направлении оси цилиндра;

$$\Delta A = \sqrt{(\Delta E_y)^2 + (\Delta A_t)^2}, \quad (4)$$

где ΔE_y – отклонение межосевого расстояния коленчатых валов в результате неточности позиционного расположения отверстий в картере под подшипники валов;

ΔA_t – отклонение межосевого расстояния валов, вызванное температурным режимом двигателя.

На рис. 4 показаны рассмотренные выше четыре приведенные погрешности.

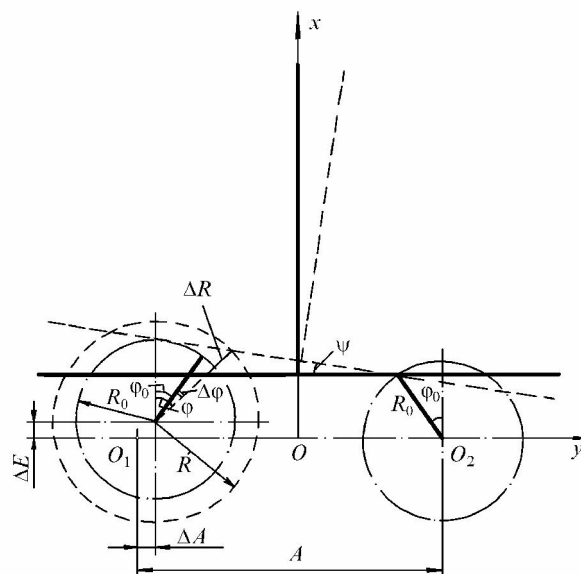


Рис. 4. Приведенные погрешности в кривошипно-кулисном механизме

Ошибка углового положения кулисы

Угловое перемещение кулисы в соответствии с рис. 4 определяется из выражения:

$$\psi = \frac{E - E_0 + R \cos \varphi - R_0 \cos \varphi_0}{A - R \sin \varphi - R_0 \sin \varphi_0} . \quad (5)$$

Здесь

$$R = R_0 + \Delta R , \quad (6)$$

где R_0 – номинальное значение радиуса кривошипа (без наличия погрешностей);

$$\varphi = \varphi_0 + \Delta \varphi , \quad (7)$$

где φ_0 – угол поворота базового кривошипа;

$$E - E_0 = \Delta E , \quad (8)$$

где E_0 – координата ползунов при начальном угле

поворота кривошипов φ_0 , которая принята равной

$$E_0 = R_0 .$$

Радиальное перемещение головки поршня при наличии углового движения кулисы (см. рис. 3) может быть вычислено по приближенной формуле:

$$y_z = L_z \psi , \quad (9)$$

где L_z – конструктивный размер.

Закключение

Представленные формулы позволяют рассчитать ошибку радиального положения поршня в бесшатунном двигателе при наличии технологических и монтажных погрешностей. С помощью этих формул можно исследовать кинематическую точность двигателя на стадии проектирования и доводки и выбрать рациональные величины элементов, а также и оптимальную конструкцию двигателя.

Список литературы:

1. Мищенко Н.И. Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания. В 2 томах. Т. 1. Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания. – Донецк: «Лебедь», 1998. – 228 с. 2. Бруевич Н.Г. Точность механизмов. – М. – Л.: ОГИЗ, 1946. – 334 с.